

냉시동시 압축착화 조건의 상관관계에 관한 수소 HCCI 기관의 실험적 연구

이광주^{1†} · 이종구¹ · 안병호¹ · 이종태²
¹성균관대학교 대학원, ²성균관대학교 기계공학부

An Experimental Study on Correlation of Compression Ignition Condition at Cold Start with Hydrogen HCCI Engine

KWANGJU LEE^{1†}, JONGGOO LEE¹, BYUNGHOH AHN¹, JONGTAI LEE²

¹Graduate School of Sungkyunkwan University

²Department of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan University, 300, Chunchun-dong Janan-gu,
Suwon-si, Gyeonggi-do, 440-746, Korea

Abstract >> It was found that the pure hydrogen-air pre-mixture was self-ignited at a high compression ratio without any assisting method in room temperature, thus refuting the preconception that compression ignition of hydrogen engine was impossible.

Therefore, in order to analyze the correlation of compression ignition condition at cold start with hydrogen HCCI engine clearly, the possibility of compression igniting compression ratio is investigated with the change of equivalence ratio and engine speed, experimentally.

As the results, it is confirmed that the possibility of compression-igniting compression ratio at cold start was decreased by increasing equivalence ratio due to decreasing auto-ignition temperature. In addition, it is grasped that the possibility of compression-igniting compression ratio at cold start is decreased around 14.9% by increasing engine speed at same supply energy.

Key words : Pure hydrogen-air pre-mixture(순수 수소-공기 예혼합기), Homogeneous charge compression ignition (HCCI; 예혼합 압축착화), High compression ratio(고압축비), Self-ignition(자기착화), Cold start(냉시동)

1. 서 론

수소기관의 압축착화 방식은 상사점 부근에서 실린더 내에 수소가스를 분사시켜 확산연소하는 방식과 흡입과정 또는 압축과정 중에 수소-공기 혼합기를 도입하여 압축착화시키는 방식이 있다. 이 중에서

균일 수소-공기 예혼합기를 압축착화시키는 방식은 실린더 내에 동시 다발적인 화염이 발생하므로 급속 연소에 따른 냉각손실 및 열해리기간의 감소에 의해 현저한 고효율과 저배기의 실현이 가능할 것으로 예측된다. 하지만 수소의 자기착화온도가 현용의 다른 연료들보다 매우 높아 상온의 순수 수소-공기 예혼합기를 통상의 기관 하에서 압축착화하는 것은 거의 불가능한 것으로 인식되어 있다¹⁾. 본 연구실에서는 순수 수소-공기 예혼합기의 압축착화 가능성에 대한

[†]Corresponding author : kjlee81@skku.edu

[접수일 : 2012.12.7 수정일 : 2012.12.27 게재확정일 : 2012.12.31]

Copyright © 2012 KHNES

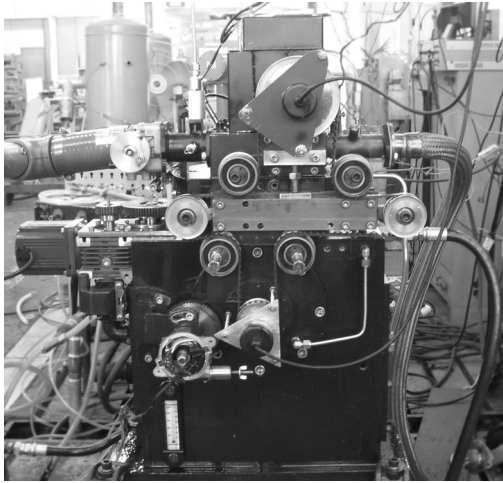


Fig. 1 H₂ research engine with variable compression ratio system

연구 결과, 압축비 증가만으로 수소의 압축착화가 가능함을 밝혔다^{2,4)}. 냉시동시 압축착화 가능한 연소실 내의 온도와 압력은 운전조건인 당량비와 기관회전수에 따라 변화된다. 따라서 착화 가능한 압축비는 상기와 같은 운전조건에 의존하게 되지만 이에 대한 상관관계는 아직 불명확한 점이 많다.

본 연구에서는 냉시동시 수소 HCCI기관의 압축착화조건에 대한 상관관계를 실험적으로 해석하기 위하여 당량비와 기관회전수 변화에 따른 냉시동시의 압축착화 가능 압축비 및 실린더 내 온도와 압력 등을 파악하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 가변 고압축비 수소기관

Fig. 1은 가변 압축이 가능한 연구용 단기통 흡기관 분사식 수소기관의 실물을 나타낸 것이다. 가변 고압축비 수소기관은 크게 크랭크축을 포함한 크랭크실부, 가변 실린더 블록부와 실린더 헤드부, 기계식 밸브시기 제어시스템³⁾, 전동식 압축비 조절기어 구동장치와 오일 및 냉각수 공급부로 구성된다. 연구기관은 고압축비를 실현시키기 위하여 실린더 헤드

Table 1 Specification of test engine

Four-stroke single cylinder CI engine	
Bore - stroke	87 - 92 mm
Displacement	546.6 cc
Valve arrangement	SOHC
Compression ratio	$\epsilon = 8 \sim 47$
Injection type	Port fuel

가 flat한 상용의 직접분사식 디젤기관(DAEDONG, 4A220LW)의 주요 부품을 사용하여 설계 제작하였다. 피스톤 헤드도 형상이 flat인 dummy 피스톤을 사용하였다. 따라서 연소실 형상은 압축비를 변화시켜도 형상이 동일한 disk type이 된다. 연료공급은 흡기관 분사방식이며, 수소기관의 상세한 제원을 Table 1에 나타낸다.

2.2 실험장치

Fig. 2는 실험장치의 개략을 나타낸 것이다. 실험장치는 전술한 가변 고압축비 연구용 수소기관, 동력 측정계통, 수소공급계통, 흡기 및 배기계통, 냉각계통, 데이터 취득부, 실린더 내 압력, 연료량 및 공기량 등과 같은 각부의 측정장치로 구성된다. 수소연료는 150bar로 충전된 고압가스 봄베로부터 1, 2차 감압을 거쳐 축압기(accumulator)를 통해 3bar의 일정

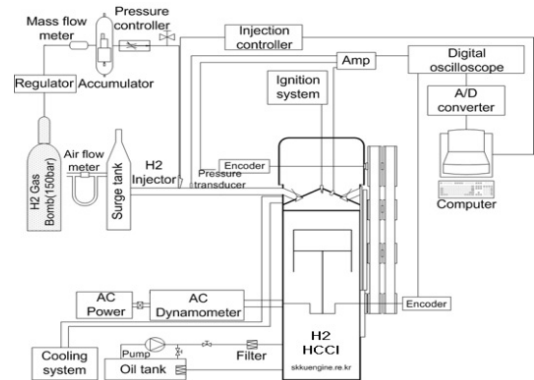


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

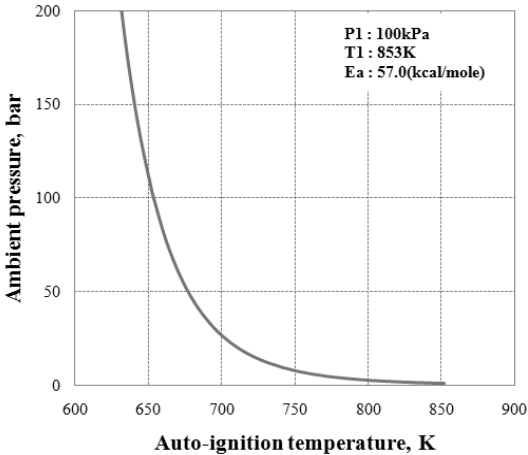


Fig. 3 Ambient pressure versus auto-ignition temperature with hydrogen from Semenov's equation

한 압력으로 기관에 공급된다.

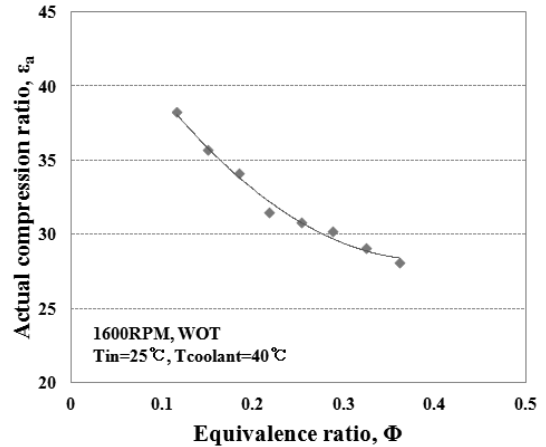
2.3 실험방법

수소 HCCI기관의 냉시동시 착화 조건의 상관관계를 파악하기 위한 실험변수는 당량비와 기관회전속도이다. 당량비는 착화가 가능한 희박영역부터 증가시켜 이상연소 등에 의해 착화가 불가능한 영역까지 증가시켰다. 기관회전속도는 1000RPM부터 1800RPM까지 200RPM씩 단계적으로 증가시켜 냉시동시 착화 가능한 압축비를 파악하였다. 흡기온도는 25℃, 냉각수온도는 40℃, 스로틀은 WOT로 고정하였다.

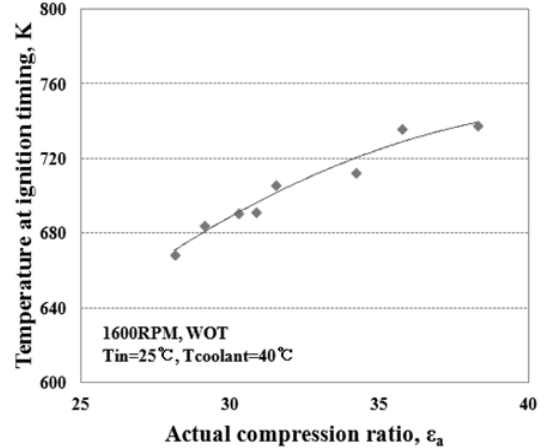
3. 결과 및 고찰

3.1 압축착화 조건의 상관관계

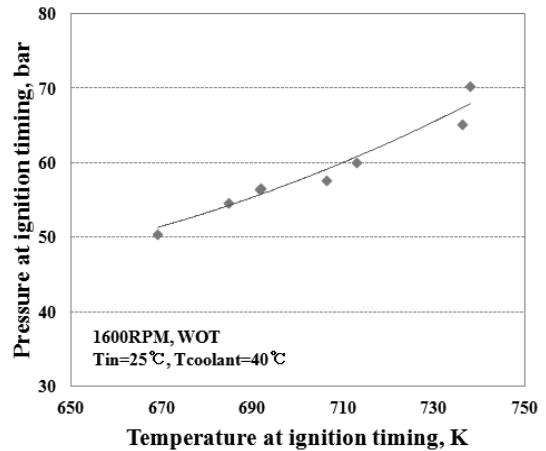
기관의 압축비를 증가시키는데 따라 주위압력이 높아지면 분자간의 거리가 짧아져 연료를 활성화시키기 위한 열에너지인 자기착화온도가 감소하게 된다. 따라서 주위압력과 수소의 자기착화온도의 상관관계를 파악하기 위해 나타낸 그림이 Fig. 3이다. 여기서 주위압력 변화에 따른 자기착화온도 T_0 는 식 (1)과 같은 Semenov의 착화관계식을 사용하여 구하였다⁶⁾.



(a)



(b)



(c)

Fig. 4 (a) Actual compression ratio and equivalence ratio for possible compression ignition at cold start (b) Temperature at ignition timing versus actual compression ratio (c) Pressure and temperature at ignition timing

$$\ln\left(\frac{P_a}{T_o^2}\right) = \frac{E_a}{2RT_o} + C \quad (1)$$

P_a 는 주위압력, 즉 자기착화시의 압력(kPa), T_o 는 자기착화온도(K)이고 R 은 일반가스상수(kJ/kmol)이다. 상수 C 는 수소의 이론적인 자기착화온도 및 압력으로 결정하였으며, 활성화에너지 E_a 는 수소-산소반응 에너지로 정하였다⁷⁾.

수소의 자기착화온도는 주위압력이 증가할수록 감소하는 것을 보인다. 특히 대기압에서의 자기착화온도가 약 850K인데 반해 주위압력이 100bar인 경우 자기착화온도는 약 650K으로 급격히 감소되나 200bar인 경우는 약 630K으로 점차 감소율이 완만해지는 것을 보인다. 가솔린의 자기착화온도가 약 500K인 점을 감안하면 수소-공기 예혼합기를 압축착화시키는데 필요한 압축비는 타연료에 비해 훨씬 더 높다는 것을 알 수 있다.

Fig. 4 (a)는 냉시동시 압축착화 가능한 실제 압축비와 당량비를 (b)는 동일 조건에서 실린더 내 온도와 압축비를 (c)는 동일 조건의 착화시점에서의 실린더 내 압력과 온도를 나타낸 것이다.

실험에 사용된 기관은 전술한 바와 같이 상용의 농공용 엔진부품을 이용하여 실험실 수준으로 제작된 것이므로 고압축비가 가능할지라도 내구성 및 기밀성 등은 만족하기가 어렵다. 따라서 압축비는 측정된 실린더 내 압력값으로부터 실제 압축비를 산출하여 나타낸 결과이다.

Fig. 4 (a)에서 보는 바와 같이 당량비가 증가될수록 냉시동시 압축착화 가능한 압축비는 감소하는 경향이다. 초희박 혼합기인 당량비 $\Phi=0.12$ 에서 착화 가능한 최대압축비는 약 $\epsilon=38.2$ 정도이며, 당량비를 증가시켜 약 $\Phi=0.36$ 정도가 되면 최소압축비는 약 $\epsilon=28$ 정도로 감소되지만 통상의 디젤기관에서 사용하는 실용 압축비로는 불가능한 것을 알 수 있다. 이보다 당량비를 증가시키며 동시에 압축비를 감소시키면 착화와 동시에 노크와 역화가 일어나 연속적인 정상운전이 불가능하였다. 본 실험조건에서 냉시동시 당량비 변화에 따른 압축착화 가능 압축비의 근사식을 나타내면 식 (2)와 같이 정리된다.

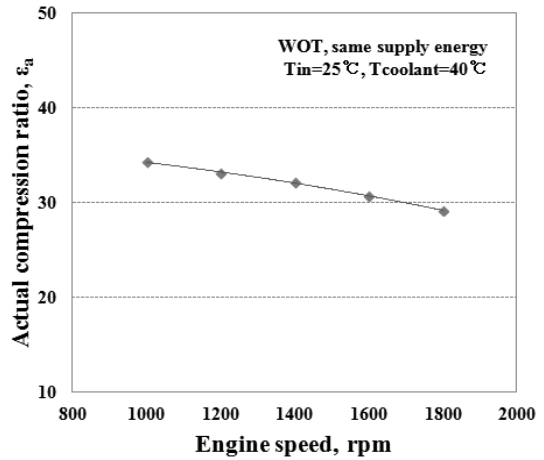


Fig. 5 Actual compression ratio versus engine speed for possible compression ignition at cold start

$$\epsilon = 127.08\phi^2 - 100.08\phi + 47.991 \quad (2)$$

(@ $\epsilon \leq 38.2, 0.12 \leq \phi \leq 0.36$ for H_2)

Fig. 4 (b)와 (c)에 나타난 바와 같이 착화시점에서의 실린더 내 온도는 착화가능한 압축비 즉, 실린더 내 압력이 증가될수록 증가되는 경향이다. 이 같은 결과는 앞서 전술한 주위압력과 자기착화온도의 상관관계와는 반대되는 것이다. 최대압축비 $\epsilon=38.2$ 의 착화시점에서의 압력 70bar, 온도 740K는 착화한계식에 의한 자기착화온도보다 약 11% 정도 증가된 것이며, 최소압축비 $\epsilon=28$ 의 압력 51bar, 온도 670K는 착화한계식보다 오히려 약 1%정도 감소된 것이다. 이는 당량비 $\Phi=0.12$ 에서 $\Phi=0.36$ 으로 3배정도 증가된 것에 의한 것이며, 공급열량 증가에 따른 분자간의 반응속도 상승에 의해 자기착화온도가 감소되어 압축착화에 요구되는 주위압력 감소로 압축비가 감소된 것으로 해석할 수 있다.

3.2 착화 조건과 기관회전속도의 상관 관계

Fig. 5는 냉시동시 기관회전속도 변화에 따른 착화 가능 압축비를 나타낸 것이다. 여기서 각 조건의 공급열량은 1600RPM에서 당량비 $\Phi=0.2$ 수준으로 동일하게 공급하였다. 냉시동시의 압축착화 가능 압

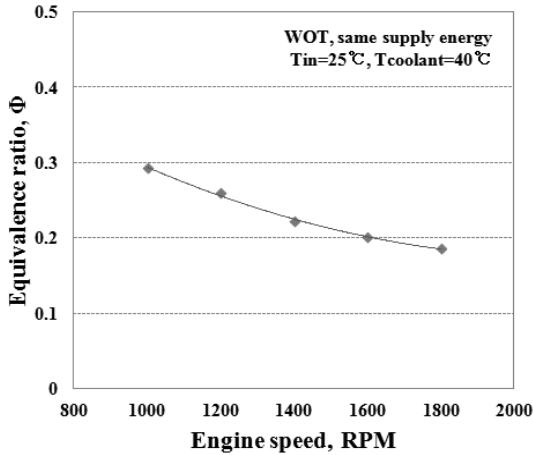


Fig. 6 Equivalence ratio versus engine speed for possible compression ignition at cold start

축비는 기관회전속도가 증가할수록 감소하는 경향이 있다. 기관회전속도 1000RPM에서 1800RPM으로 증가할 경우, 착화 가능 압축비는 $\epsilon=34.3$ 에서 $\epsilon=29.2$ 정도로 약 14.9%정도 감소된다. 이는 기관회전속도가 증가할수록 흡입공기량 증가와 단위시간당 발생열 증가로 해석할 수 있다. 기관회전속도 증가에 따른 압축비 감소 및 흡입공기량 증가에 의해 요구되는 당량비는 증가할 것이므로 이를 파악하기 위하여 냉시동시 압축착화 가능 당량비를 나타낸 것이 Fig. 6이다.

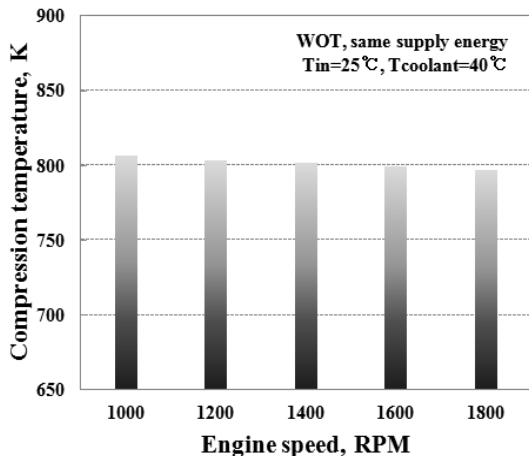


Fig. 7 Compression temperature versus engine speed for possible compression ignition at cold start

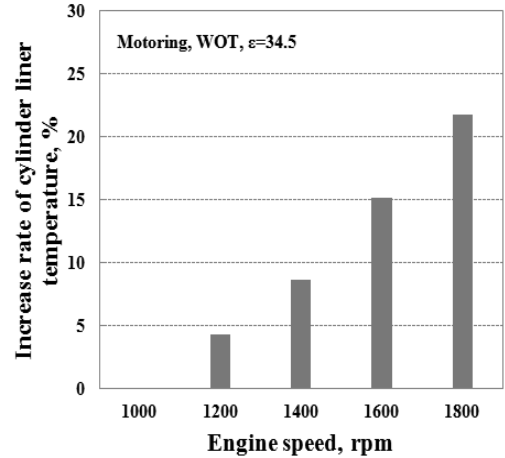


Fig. 8 Increase rate of cylinder liner temperature versus engine speed at motoring

전술한 바와는 반대로 압축착화 가능 당량비는 기관회전속도가 증가할수록 감소하는 경향을 보인다. 오히려 당량비 감소율은 기관회전속도가 증가될수록 더 크게 증가되어 1000RPM에서 1800RPM으로 증가되면 약 36.5%정도 감소된다. 상기의 결과는 압축비 변화에 따른 압축열과 기관회속도 증가에 따른 발생열의 상관관계에 의한 것으로 볼 수 있다. 따라서 기관회전속도 변화에 따른 각 압축비의 압축온도를 나타낸 것이 Fig. 7이다.

그림에서 보는 바와 같이 압축온도는 기관회전속도가 증가할수록 압축비 감소에 의해 감소되는 경향이 있다. 그러나 압축온도 감소율은 기관회전속도 1000 RPM에서 1800RPM으로 증가할 경우, 약 1.1%정도에 지나지 않는다. 기관회전속도 증가에 의해 당량비가 감소되었으므로 자기착화온도는 증가되어, 압축착화에 요구되는 압축온도가 증가되어야 하나 거의 일정한 것을 알 수 있다.

한편 기관회전속도가 높게 되면 단위시간당의 발생열이 증가되므로 각부의 온도는 높게 되며, 피스톤 링 부근이 가장 크므로 실린더 라이너 상부에서 측정된 온도로 발생열을 예측할 수 있을 것이다. 따라서 기관회전속도 변화에 대한 실린더 라이너 온도 증가율을 나타낸 것이 Fig. 8이다. 여기서 라이너 온도 증가율은 1000RPM을 기준으로 기관회전속도 증

가에 따른 증가율을 백분율로 나타낸 것이다. 또한 라이너 온도는 발생열만을 파악하기 위하여 동일 압축비, 모터링 시 측정된 것이다. 라이너 온도 증가율은 기관회전속도가 증가할수록 증가하는 경향이다. 특히 기관회전속도가 1800RPM이 되면 1000RPM에 비해 라이너 온도 증가율이 약 21.7%정도 증가된다. 이러한 결과는 자기착화에 요구되는 주위온도를 기관회전속도 증가에 따른 발생열 증가와 단위시간당 공급열량의 증가에 의해 보상된 것으로 생각된다.

4. 결 론

냉시동시 수소 HCCI기관의 압축착화 조건에 대한 상관관계를 실험적으로 해석하기 위하여 당량비와 기관회전수 변화에 따른 냉시동시의 압축착화 가능 압축비 및 실린더 내 온도와 압력 등을 파악한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

냉시동시 압축착화 가능 압축비는 당량비가 증가할수록 감소되었으며, 이는 공급열량 증가에 따른 분자간의 반응속도 상승에 의해 자기착화온도가 감소되어 압축착화에 요구되는 주위압력 감소로 압축비가 감소된 것으로 파악하였다.

냉시동시 동일 공급열량 조건에서 기관회전수가 증가할수록 착화 가능한 압축비와 당량비가 감소되었으며, 이러한 결과는 자기착화에 요구되는 주위온도를 기관회전속도 증가에 따른 발생열 증가와 단위시간당 공급열량의 증가에 의해 보상된 것으로 해석하였다.

후 기

이 논문은 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (No. 2012-0002341).

참 고 문 헌

1. S. H. Hur, K. J. Lee, J. T. Lee, "An Evaluation on the Feasibility of Compression Ignition in Hydrogen Pre-mixture Engine", KHNES, 2010 Annual Autumn Conference, pp. 59-62
2. K. J. Lee, Y. R. Kim, S. H. Hur, J. T. Lee, "The Analysis of the Compression Ratio for Possible Compression Ignition with Neat Hydrogen Pre-mixture", KSAE11-B0040, pp. 227-229, 2011
3. K. J. Lee, Y. R. Kim, J. G. Lee, C. H. Byun, J. T. Lee, "The Characteristic of Abnormal Combustion by Compression Ignition with Neat Hydrogen Pre-mixture", KHNES, 2011 Annual Autumn Conference, pp. 159-162
4. J. G. Lee, K. J. Lee, B. H. Ahn, J. T. Lee, "An Experimental Study on Expansion of Operation Region by Operation Condition for a HCCI H2 Engine", KHNES, 2012 Annual Autumn Conference, pp. 87-90
5. B. J. Kwon, J. Y. Lee, J. T. Lee, S. Y. Lee, "The Effect of Compression Ratio on Combustion and Performance Characteristics of Direct Injection Spark Ignition Hydrogen Fueled Engine", KSAE, Vol. 1, No. 2, pp. 17-26, 1993.
6. Norman. F., Van den Schoor. F., and Verplaetsen. F., "Auto-Ignition and Upper Explosion Limit of Rich Propane-Air Mixtures at Elevated Pressures", Journal of Hazardous Materials, Vol. 137, No. 2, pp. 666-671, 2006.
7. Deng. Z., Xiao. R., Jin. B., Huang. H., Shen. L., Song. Q., and Li. Q., "Computational Fluid Dynamics Modeling of Coal Gasification in a Pressurized Spout-Fluid Bed", Energy&Fuels, Vol. 22, No. 3, pp. 1560-1569, 2008.